

F05-161925M/ARK
NGB.315



IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re patent application of

Koji Matsuno et al.

Serial No.: 10/690,988

Group Art Unit: 3611

Filing Date: October 23, 2003

Examiner: Unknown

For: DIFFERENTIAL LIMITING CONTROL APPARATUS FOR VEHICLE

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

SUBMISSION OF PRIORITY DOCUMENT

Sir:

Submitted herewith is a certified copy of Japanese Application Number 2002-311568 filed on October 25, 2002, upon which application the claim for priority is based. Acknowledgment of receipt is respectfully requested.

Respectfully submitted,

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Sean McGinn".

Sean M. McGinn
Registration No. 34,386

Date: 3/8/04
McGinn & Gibb, PLLC
Intellectual Property Law
8321 Old Courthouse Road, Suite 200
Vienna, VA 22182-3817
(703) 761-4100
Customer No. 21254

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2002年10月25日
Date of Application:

出願番号 特願2002-311568
Application Number:
[ST. 10/C]: [JP 2002-311568]

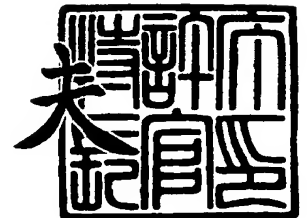
出願人 富士重工業株式会社
Applicant(s):



2003年12月18日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井 康



出証番号 出証特2003-3105110

【書類名】 特許願

【整理番号】 Y1020569

【提出日】 平成14年10月25日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60K 17/348

【発明の名称】 車両の差動制限制御装置

【請求項の数】 4

【発明者】

【住所又は居所】 東京都新宿区西新宿一丁目 7 番 2 号 富士重工業株式会
社内

【氏名】 松野 浩二

【発明者】

【住所又は居所】 東京都新宿区西新宿一丁目 7 番 2 号 富士重工業株式会
社内

【氏名】 辰己 英治

【発明者】

【住所又は居所】 東京都新宿区西新宿一丁目 7 番 2 号 富士重工業株式会
社内

【氏名】 福田 淳

【特許出願人】

【識別番号】 000005348

【住所又は居所】 東京都新宿区西新宿一丁目 7 番 2 号

【氏名又は名称】 富士重工業株式会社

【代理人】

【識別番号】 100076233

【弁理士】

【氏名又は名称】 伊藤 進

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 013387

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9006595

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明 細 書

【発明の名称】 車両の差動制限制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 前輪側の回転軸と後輪側の回転軸との間に介装し、上記前輪側の回転軸と上記後輪側の回転軸への駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、

車両の走行状態に応じて自動で上記クラッチ手段の締結力を演算設定する自動クラッチ制御手段と、

上記クラッチ手段に手動により選択した締結力を設定する手動クラッチ制御手段と、

上記自動クラッチ制御手段と上記手動クラッチ制御手段のどちらかを選択し上記クラッチ手段の締結力を出力させる制御選択手段とを有し、

上記制御選択手段は、イグニッションスイッチが ON された初期状態では、上記手動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力の出力が新たに選択されるまでは上記自動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力を出力させることを特徴とする車両の差動制限制御装置。

【請求項 2】 前輪側の回転軸と後輪側の回転軸との間に介装し、上記前輪側の回転軸と上記後輪側の回転軸への駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、

車両の走行状態に応じて自動で上記クラッチ手段の締結力を演算設定する自動クラッチ制御手段と、

上記クラッチ手段に手動により選択した締結力を設定する手動クラッチ制御手段と、

上記自動クラッチ制御手段と上記手動クラッチ制御手段のどちらかを選択し上記クラッチ手段の締結力を出力させる制御選択手段とを有し、

上記制御選択手段は、車速が予め設定した閾値を超えた運転状態では、上記自動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力を出力させることを特徴とする車両の差動制限制御装置。

【請求項 3】 前輪側の回転軸と後輪側の回転軸との間に介装し、上記前輪側

の回転軸と上記後輪側の回転軸への駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、

車両の走行状態に応じて自動で上記クラッチ手段の締結力を演算設定する自動クラッチ制御手段と、

上記クラッチ手段に手動により選択した締結力を設定する手動クラッチ制御手段と、

上記自動クラッチ制御手段と上記手動クラッチ制御手段のどちらかを選択し上記クラッチ手段の締結力を出力させる制御選択手段とを有し、

上記制御選択手段は、イグニッションスイッチがONされた初期状態では、上記手動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力の出力が新たに選択されるまでは上記自動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力を出力させる一方、車速が予め設定した閾値を超えた運転状態では、上記自動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力を出力させることを特徴とする車両の差動制限制御装置。

【請求項 4】 上記自動クラッチ制御手段は、上記前輪側の回転軸と上記後輪側の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定する目標差動回転数設定手段と、上記前輪側の回転軸と上記後輪側の回転軸との間の実際の差動回転数を検出する実差動回転数検出手段と、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応し、上記クラッチ手段の締結力を演算設定するクラッチトルク演算設定手段とを有していることを特徴とする請求項 1 乃至請求項 3 の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、4 輪駆動車の前軸と後軸との間のデファレンシャル装置等に配設して、前輪側の回転軸と後輪側の回転軸との差動制限制御を実行する車両の差動制限制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

一般に、車両においては、4輪駆動車における前後駆動力配分制御や、前後輪或いは左右輪の差動制限制御等の車両の駆動力の伝達制御には、油圧多板クラッチ等のクラッチ締結力を可変制御して行うものが多い。このようなクラッチ締結力を可変制御する差動制限制御は、その制御特性によって車両の走行性能が大きく変化することは勿論、同じ制御ロジック及び定数であっても、タイヤ等の経時変化や路面状況の違いによっても車両の走行性能は変化する。また、ドライバが求める車両の走行性能も個人差や運転状況の違いによって千差万別である。

【0003】

このようなことから、ドライバが路面状態、走行条件等を判断してマニュアル操作で直接差動制限トルクを設定し、任意のトルク配分状態を実現できる車両用前後トルク配分制御装置の技術が開示されている（例えば、特許文献1参照）。

【0004】**【特許文献1】**

特開平8-132914号広報

【0005】**【発明が解決しようとする課題】**

しかしながら、ドライバの意図する車両の走行性能を実現するためには、様々な運転状態や路面状態等に応じて差動制限トルクを適切に可変制御する必要がある。上述の特許文献1の如く、マニュアル操作で差動制限トルクを直接変更するだけでは、狙いどおりに差動制限トルクを調節し、最適な車両の走行性能を実現することは困難である。また、ドライバがマニュアル操作により、センタデフアレシヤルの差動制限クラッチを解放の状態で行った場合は低 μ 路等において車両がスピン傾向となる等の思わぬ車両挙動となる可能性がある。逆に、ドライバがマニュアル操作により、差動制限クラッチを締結した状態で長時間走行すると駆動系に内部循環トルク等の無理な負荷がかかる場合がある。更に、ドライバのマニュアル操作による差動制限クラッチの締結では、燃費の悪化を招く可能性もある。

【0006】

本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、ドライバによる差動制限クラッチの締結力の調整を考慮しつつ、運転状態等に対応した自然で最適な車両の走行性能を実現することができる車両の差動制限制御装置を提供することを目的としている。

【0007】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため請求項1記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、前輪側の回転軸と後輪側の回転軸との間に介装し、上記前輪側の回転軸と上記後輪側の回転軸への駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、車両の走行状態に応じて自動で上記クラッチ手段の締結力を演算設定する自動クラッチ制御手段と、上記クラッチ手段に手動により選択した締結力を設定する手動クラッチ制御手段と、上記自動クラッチ制御手段と上記手動クラッチ制御手段のどちらかを選択し上記クラッチ手段の締結力を出力させる制御選択手段とを有し、上記制御選択手段は、イグニッションスイッチがONされた初期状態では、上記手動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力の出力が新たに選択されるまでは上記自動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力を出力させることを特徴としている。

【0008】

また、請求項2記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、前輪側の回転軸と後輪側の回転軸との間に介装し、上記前輪側の回転軸と上記後輪側の回転軸への駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、車両の走行状態に応じて自動で上記クラッチ手段の締結力を演算設定する自動クラッチ制御手段と、上記クラッチ手段に手動により選択した締結力を設定する手動クラッチ制御手段と、上記自動クラッチ制御手段と上記手動クラッチ制御手段のどちらかを選択し上記クラッチ手段の締結力を出力させる制御選択手段とを有し、上記制御選択手段は、車速が予め設定した閾値を超えた運転状態では、上記自動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力を出力させることを特徴としている。

【0009】

更に、請求項3記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、前輪側の回転軸と後輪側の回転軸との間に介装し、上記前輪側の回転軸と上記後輪側の回転軸への駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段を備えた車両の差動制限制御装置において、車両の走行状態に応じて自動で上記クラッチ手段の締結力を演算設定する自動クラッチ制御手段と、上記クラッチ手段に手動により選択した締結力を設定する手動クラッチ制御手段と、上記自動クラッチ制御手段と上記手動クラッチ制御手段のどちらかを選択し上記クラッチ手段の締結力を出力させる制御選択手段とを有し、上記制御選択手段は、イグニッションスイッチがONされた初期状態では、上記手動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力の出力が新たに選択されるまでは上記自動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力を出力させる一方、車速が予め設定した閾値を超えた運転状態では、上記自動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力を出力させることを特徴としている。

【0010】

また、請求項4記載の本発明による車両の差動制限制御装置は、請求項1乃至請求項3の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置において、上記自動クラッチ制御手段は、上記前輪側の回転軸と上記後輪側の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定する目標差動回転数設定手段と、上記前輪側の回転軸と上記後輪側の回転軸との間の実際の差動回転数を検出する実差動回転数検出手段と、上記目標とする差動回転数と上記実際の差動回転数との偏差を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応し、上記クラッチ手段の締結力を演算設定するクラッチトルク演算設定手段とを有していることを特徴としている。

【0011】

すなわち、請求項1記載の車両の差動制限制御装置は、自動クラッチ制御手段では、車両の走行状態に応じて自動で、前輪側の回転軸と後輪側の回転軸との間に介装し前輪側の回転軸と後輪側の回転軸への駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段の締結力を演算設定し、手動クラッチ制御手段では、上記クラッチ手段に手動により選択した締結力を設定し、制御選択手段では、自動クラッチ制御手段

と手動クラッチ制御手段のどちらかを選択しクラッチ手段の締結力を出力させる。この際、制御選択手段は、イグニッションスイッチがONされた初期状態では、手動クラッチ制御手段によるクラッチ手段の締結力の出力が新たに選択されるまでは自動クラッチ制御手段によるクラッチ手段の締結力を出力させる。このため、例えばドライバが手動クラッチ制御手段を選択したままイグニッションスイッチをOFFとして降車した場合であっても、次回発進の際には必ず自動クラッチ制御手段が選択されて最適なクラッチ締結力が得られるので、ドライバによる差動制限クラッチの締結力の調整を考慮しつつ、運転状態等に応じた自然で最適な車両運動性能を実現することができる。

【0012】

また、請求項2記載の車両の差動制限制御装置は、自動クラッチ制御手段では、車両の走行状態に応じて自動で、前輪側の回転軸と後輪側の回転軸との間に介装し前輪側の回転軸と後輪側の回転軸への駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段の締結力を演算設定し、手動クラッチ制御手段では、上記クラッチ手段に手動により選択した締結力を設定し、制御選択手段では、自動クラッチ制御手段と手動クラッチ制御手段のどちらかを選択しクラッチ手段の締結力を出力させる。この際、制御選択手段は、車速が予め設定した閾値を超えた運転状態では、自動クラッチ制御手段によるクラッチ手段の締結力を出力させる。このため、車速が速くなり、ドライバが手動クラッチ制御手段で設定するクラッチ手段の締結力では最適なクラッチトルクの設定が困難と判断できる場合には、自動クラッチ制御手段が選択されて最適なクラッチ締結力が得られるので、ドライバによる差動制限クラッチの締結力の調整を考慮しつつ、運転状態等に応じた自然で最適な車両運動性能を実現することができる。

【0013】

更に、請求項3記載の車両の差動制限制御装置は、自動クラッチ制御手段では、車両の走行状態に応じて自動で、前輪側の回転軸と後輪側の回転軸との間に介装し前輪側の回転軸と後輪側の回転軸への駆動力の伝達を可変自在なクラッチ手段の締結力を演算設定し、手動クラッチ制御手段では、上記クラッチ手段に手動により選択した締結力を設定し、制御選択手段では、自動クラッチ制御手段と手

動クラッチ制御手段のどちらかを選択しクラッチ手段の締結力を出力させる。この際、制御選択手段は、イグニッションスイッチがONされた初期状態では、上記手動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力の出力が新たに選択されるまでは上記自動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力を出力させる一方、車速が予め設定した閾値を超えた運転状態では、上記自動クラッチ制御手段による上記クラッチ手段の締結力を出力させる。このため、例えばドライバーが手動クラッチ制御手段を選択したままイグニッションスイッチをOFFとして降車した場合であっても、次回発進の際には必ず自動クラッチ制御手段が選択されて最適なクラッチ締結力が得られる。また、車速が速くなり、ドライバーが手動クラッチ制御手段で設定するクラッチ手段の締結力では最適なクラッチトルクの設定が困難と判断できる場合には、自動クラッチ制御手段が選択されて最適なクラッチ締結力が得られる。従って、ドライバーによる差動制限クラッチの締結力の調整を考慮しつつ、運転状態等に応じた自然で最適な車両運動性能を実現することができる。

【0014】

ここで、請求項1乃至請求項3の何れか一つに記載の車両の差動制限制御装置では、請求項4記載のように、自動クラッチ制御手段は、具体的には、目標差動回転数設定手段で前輪側の回転軸と上記後輪側の回転軸との間の目標とする差動回転数を設定し、実差動回転数検出手段で前輪側の回転軸と後輪側の回転軸との間の実際の差動回転数を検出し、クラッチトルク演算設定手段で目標とする差動回転数と実際の差動回転数との偏差を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応し、クラッチ手段の締結力を演算設定する。

【0015】

【発明の実施の形態】

以下、図面に基づいて本発明の実施の形態を説明する。

図1～図6は本発明の実施の一形態を示し、図1は車両の駆動系とセンタデファレンシャル差動制限制御部の概略説明図、図2はセンタデファレンシャル差動制限制御部の機能ブロック図、図3は4WDオートモード制御演算部の機能プロ

ック図、図4は車速と前後軸間制御開始差動回転数の基本値マップの一例を示す説明図、図5は横加速度に基づく前後軸間制御開始差動回転数の補正係数マップの一例を示す説明図、図6は前後駆動力配分制御プログラムのフローチャートである。

【0016】

図1において、符号1は車両前部に配置されたエンジンを示し、このエンジン1による駆動力は、エンジン1後方の自動変速装置（トルクコンバータ等も含んで図示）2からトランスミッション出力軸2aを経てセンタデファレンシャル装置3に伝達される。そして、センタデファレンシャル装置3から後輪側には、リヤドライブ軸4、プロペラシャフト5、ドライブピニオン6を介して後輪終減速装置7に入力される一方、前輪側には、トランスファドライブギヤ8、トランスファドリブンギヤ9、ドライブピニオン軸部となっているフロントドライブ軸10を介して前輪終減速装置11に入力される。ここで、自動変速装置2、センタデファレンシャル装置3および前輪終減速装置11等は、一体にケース12内に設けられている。

【0017】

後輪終減速装置7に入力された駆動力は、後輪左ドライブ軸13RLを経て左後輪14RLに伝達される一方、後輪右ドライブ軸13RRを経て右後輪14RRに伝達される。また、前輪終減速装置11に入力された駆動力は、前輪左ドライブ軸13FLを経て左前輪14FLに伝達される一方、前輪右ドライブ軸13FRを経て右前輪14FRに伝達される。

【0018】

センタデファレンシャル装置3は、入力側のトランスミッション出力軸2aに大径の第1のサンギヤ15が形成されており、この第1のサンギヤ15が小径の第1のピニオン16と噛合して第1の歯車列が構成されている。

【0019】

また、後輪への出力を行うリヤドライブ軸4には、小径の第2のサンギヤ17が形成されており、この第2のサンギヤ17が大径の第2のピニオン18と噛合して第2の歯車列が構成されている。

【0020】

第1のピニオン16と第2のピニオン18は、ピニオン部材19に一体に形成されており、複数（例えば3個）のピニオン部材19が、キャリア20に設けた固定軸に回転自在に軸支されている。そして、このキャリア20の前端には、トランスファドライブギヤ8が連結され、前輪への出力が行われる。

【0021】

また、キャリア20には、前方からトランスミッション出力軸2aが回転自在に挿入される一方、後方からはリヤドライブ軸4が回転自在に挿入されて、空間中央に第1のサンギヤ15と第2のサンギヤ17を格納している。そして、複数のピニオン部材19の各第1のピニオン16が第1のサンギヤ15に、各第2のピニオン18が第2のサンギヤ17に、共に噛合されている。

【0022】

こうして、入力側の第1のサンギヤ15に対し、第1、第2のピニオン16、18、及び、第2のサンギヤ17を介して後輪側の回転軸とし、第1、第2のピニオン16、18のキャリア20を介して前輪側の回転軸として噛み合い構成され、リングギヤの無い複合プラネタリギヤを成している。

【0023】

そしてかかる複合プラネタリギヤ式センタデファレンシャル装置3は、第1、第2のサンギヤ15、17、および、これらサンギヤ15、17の周囲に複数個配置される第1、第2のピニオン16、18の歯数を適切に設定することで差動機能を有する。

【0024】

また、第1、第2のピニオン16、18と第1、第2のサンギヤ15、17との噛み合いピッチ半径を適切に設定することで、基準トルク配分を所望の配分（例えば、後輪偏重にした不等トルク配分）にする。

【0025】

センタデファレンシャル装置3は、第1、第2のサンギヤ15、17と第1、第2のピニオン16、18とを例えばはすば歯車にし、第1の歯車列と第2の歯車列のねじれ角を異にしてスラスト荷重を相殺させることなくスラスト荷重を残

留させる。更に、ピニオン部材 19 の両端で発生する摩擦トルクを、第 1, 第 2 のピニオン 16, 18 とキャリア 20 に設けた固定軸の表面に噛み合いによる分離、接線荷重の合成力が作用し摩擦トルクが生じるように設定する。こうして、入力トルクに比例した差動制限トルクを得られるようにすることで、このセンタデファレンシャル装置 3 自体によっても差動制限機能が得られるようになっている。

【0026】

また、センタデファレンシャル装置 3 の 2 つの出力部材、すなわちキャリア 20 とリヤドライブ軸 4 との間には、前後輪間の駆動力配分を可変する、クラッチ手段としての多板クラッチを採用したセンタデフクラッチ（トランスファクラッチ）21 が設けられている。そして、このトランスファクラッチ 21 の締結力を制御することで、前後輪のトルク配分が、前後 50 : 50 の直結による 4WD から、センタデファレンシャル装置 3 によるトルク配分比（例えば前後 35 : 65）の範囲で可変制御することが可能となっている。

【0027】

トランスファクラッチ 21 は、複数のソレノイドバルブを擁した油圧回路で構成するセンタデフクラッチ駆動部 60 と接続されており、このセンタデフクラッチ駆動部 60 で発生される油圧で解放、連結が行われる。そして、センタデフクラッチ駆動部 60 を駆動させる制御信号（各ソレノイドバルブに対する出力信号）は、後述のセンタデファレンシャル差動制限制御部 50 から出力される。

【0028】

一方、後輪終減速装置 7 は、ベベルギヤ式の差動機構部 22 と、この左右輪間の差動制限を行う、多板クラッチを採用したリヤデフクラッチ 23 を備えて構成されており、リヤデフクラッチ 23 は、ドライブピニオン 6 が噛合されるリングギヤ 24 が固定されたデフケース 25 と後輪右ドライブ軸 13RR との間に設けられている。

【0029】

また、前輪終減速装置 11 も、後輪終減速装置 7 と略同様に構成され、ベベルギヤ式の差動機構部 26 と、この左右輪間の差動制限を行う、多板クラッチを採

用したフロントデフクラッチ 27 を備えて構成されている。そして、フロントデフクラッチ 27 は、フロントドライブ軸 10 のドライブピニオンが噛合されるリングギヤ 28 が固定されたデフケース 29 と前輪右ドライブ軸 13FR との間に設けられている。

【0030】

上述のセンタデファレンシャル差動制限制御部 50 には、制御に必要な信号が後述の如く各センサ類から入力される。

すなわち、各車輪 14FL, 14FR, 14RL, 14RR の車輪速度 ω_{fl} , ω_{fr} , ω_{rl} , ω_{rr} が車輪速度センサ 31FL, 31FR, 31RL, 31RR により検出されて、センタデファレンシャル差動制限制御部 50 に入力される。また、センタデファレンシャル差動制限制御部 50 には、車両に生じている横加速度 G_y が横加速度センサ 32 から入力される。更に、車両には、図示しないブレーキペダルの踏み込み時に ON するブレーキスイッチ 33 が設けられており、このブレーキスイッチ 33 からの ON-OFF 信号も、センタデファレンシャル差動制限制御部 50 に入力される。また、車両のイグニッションスイッチ 34 の ON-OFF 信号もセンタデファレンシャル差動制限制御部 50 に入力される。更に、車両には、この車両のトランスファクラッチ 21 による前後駆動力配分制御を車両の運動状態に応じて自動で行う（4WD オートモード）か、或いは、ドライバが好みの配分で手動で行う（4WD マニュアルモード）かの選択を行うモード切換スイッチ 35 が設けられており、このモード切換スイッチ 35 からの選択信号がセンタデファレンシャル差動制限制御部 50 に入力される。そして、ドライバが 4WD マニュアルモードを選択した際には、ドライバは特性変更ダイヤル 36 を操作することにより、トランスファクラッチ 21 の締結力をフリー状態からロック状態の間で自由を選択するようになっている。また、ドライバが現在選択している前後駆動力配分制御（4WD オートモード或いは 4WD マニュアルモード）は、インストルメントパネルのコンビネーションメータ内に所定に設けた表示ランプ 37 を点灯させることにより、ドライバに報知するように構成されている。また、車両には、制動時における車輪のロックを防止する公知のアンチロックブレーキシステム（ABS）が搭載されており、この ABS 制御装置 38 からの ABS の作動

状態を示す信号（ABS作動時にONとなる信号）も、センタデファレンシャル差動制限制御部50に入力される。

【0031】

センタデファレンシャル差動制限制御部50は、マイクロコンピュータとその周辺回路とで構成され、図2に示すように、車速演算部51、4WDオートモード制御演算部52、4WDマニュアルモード制御演算部53、モード設定部54、クラッチトルク演算部55から主に構成されている。

【0032】

車速演算部51は、4輪の車輪速センサ、すなわち各車輪速度センサ31FL, 31FR, 31RL, 31RRから各車輪14FL, 14FR, 14RL, 14RRの車輪速度 ω_{fl} , ω_{fr} , ω_{rl} , ω_{rr} が入力され、例えばこれらの平均を演算することにより車速 $V (= (\omega_{fl}, \omega_{fr}, \omega_{rl}, \omega_{rr}) / 4)$ を演算し、4WDオートモード制御演算部52、モード設定部54に出力する。

【0033】

4WDオートモード制御演算部52は、各車輪速度センサ31FL, 31FR, 31RL, 31RRから各車輪14FL, 14FR, 14RL, 14RRの車輪速度 ω_{fl} , ω_{fr} , ω_{rl} , ω_{rr} が、横加速度センサ32から横加速度 G_y が、ブレーキスイッチ33からブレーキスイッチ信号が、車速演算部51から車速 V が、モード設定部54から演算値の出力実行命令の信号が入力される。

【0034】

この4WDオートモード制御演算部52は、自動クラッチ制御手段として設けられるもので、具体的には、後述する如く、前後軸間の目標差動回転数 $\Delta \omega_{ctrft}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rt}$ 、前輪側の左右輪間の目標差動回転数 $\Delta \omega_{Ftt}$ 、後輪側の左右輪間の目標差動回転数 $\Delta \omega_{Rrt}$ を演算し、前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctr f}$ 、 $\Delta \omega_{ctr r}$ 、前輪側の左右輪間の実差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ 、後輪側の左右輪間の実差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ を演算する。そして、これらそれぞれの偏差 $\epsilon_{ctr f}$ 、 $\epsilon_{ctr r}$ 、 ϵ_{Ft} 、 ϵ_{Rr} を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応し、これに更に偏差比例分を考慮して、クラッチトルク T_{lsdfb} を演算する。こうして、演算したクラッチトルク T_{lsdfb} は、

モード設定部 54 から演算値の出力実行命令が入力された際に、クラッチトルク演算部 55 に出力される。

【0035】

すなわち、4WDオートモード制御演算部 52 は、図 3 に示すように、ブレーキスイッチディレイ処理部 52a、前後軸実差動回転数演算部 52b、前輪側左右実差動回転数演算部 52c、後輪側左右実差動回転数演算部 52d、制御開始差動回転数演算部 52e、目標差動回転数設定部 52f、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 52g、偏差比例制御クラッチトルク演算部 52h、フィードバック制御クラッチトルク演算出力部 52i から主に構成されている。

【0036】

ブレーキスイッチディレイ処理部 52a は、ブレーキスイッチ 33 からの ON-OFF 信号が入力され、ハンチング防止のためブレーキスイッチ 33 が ON 状態から OFF 状態に切り替わるときに所定の短いディレイ時間が設定され、ブレーキスイッチ 33 が ON 状態から OFF 状態に切り替わるときにこのディレイ時間が経過して初めてブレーキスイッチ 33 が OFF 状態とされる（尚、OFF 状態から ON 状態に切り替わるときにはディレイ処理は行われない）。このブレーキスイッチディレイ処理部 52a でディレイ処理されたブレーキスイッチ信号は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 52g、偏差比例制御クラッチトルク演算部 52h に出力される。

【0037】

前後軸実差動回転数演算部 52b は、各車輪速度センサ 31FL, 31FR, 31RL, 31RR から各車輪 14FL, 14FR, 14RL, 14RR の車輪速度 ω_{fl} , ω_{fr} , ω_{rl} , ω_{rr} が入力される。そして、これら車輪速度から、2 種類の前後軸間の実差動回転数 $\Delta\omega_{ctrf}$, $\Delta\omega_{ctrr}$ を以下の (1)、(2) 式により演算する。

$$\Delta\omega_{ctrf} = ((\omega_{fl} + \omega_{fr}) - (\omega_{rl} + \omega_{rr})) / 2 \quad \cdots (1)$$

$$\Delta\omega_{ctrr} = ((\omega_{rl} + \omega_{rr}) - (\omega_{fl} + \omega_{fr})) / 2 \quad \cdots (2)$$

この際、前軸の回転数が後軸の回転数より早い場合には、 $\Delta\omega_{ctrf}$ は正の値、 $\Delta\omega_{ctrr}$ は負の値となり、前軸の回転数が後軸の回転数より遅い場合には、逆に

、 $\Delta \omega_{ctrf}$ は負の値、 $\Delta \omega_{ctrr}$ は正の値となる。こうして演算された前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部52g、偏差比例制御クラッチトルク演算部52hに出力される。尚、このように2種類の前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ を演算するのは、後述のクラッチトルクの演算において、前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ 、 $\Delta \omega_{ctrr}$ の正負により、早い回転数の回転軸から遅い回転数の軸にトルクを伝達するようにクラッチトルクの設定をするためである。

【0038】

前輪側左右実差動回転数演算部52cは、前輪側左右輪の車輪速度センサ31FL, 31FRから左右前輪14FL, 14FRの車輪速度 ω_{fl} , ω_{fr} が入力され、横加速度センサ32から横加速度 G_y が入力されて、車両の旋回状態（直進状態も含む）に応じて以下の（3）、（4）、（5）式の何れかにより、左前輪14FLと右前輪14FRとの間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ を演算する。この際、車両の旋回状態は、横加速度 G_y により判定し、横加速度の絶対値 $|G_y|$ が予め設定しておいた所定値 A_{ys} 以下の場合は車両は略直進状態と判定し、横加速度 G_y が所定値 A_{ys} より大きい場合は車両は左旋回状態、横加速度 G_y が所定値 $-A_{ys}$ より小さい場合は車両は右旋回状態と判定する。尚、車両の旋回状態は、その他、ヨーレートや舵角等によっても判定可能であり、これらから判定するようにしても良い。

$$\text{右旋回時} \cdots \Delta \omega_{Ft} = \omega_{fr} - \omega_{fl} \quad \cdots (3)$$

$$\text{左旋回時} \cdots \Delta \omega_{Ft} = \omega_{fl} - \omega_{fr} \quad \cdots (4)$$

$$\text{略直進時} \cdots \Delta \omega_{Ft} = |\omega_{fr} - \omega_{fl}| \quad \cdots (5)$$

尚、左右両方の車輪がスリップしていない状態においては、旋回外輪の方が車輪速度が速くなるため（3）、（4）式で得られる実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ は負の値となる。こうして、演算された左前輪14FLと右前輪14FRとの間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部52g、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部52hに出力される。

【0039】

後輪側左右実差動回転数演算部52dは、後輪側左右輪の車輪速度センサ31

RL, 3 1 RRから左右後輪 1 4 RL, 1 4 RRの車輪速度 ω_{rl} , ω_{rr} が入力され、横加速度センサ 3 2 から横加速度 G_y が入力されて、車両の旋回状態（直進状態も含む）に応じて以下の（６）、（７）、（８）式の何れかにより、左後輪 1 4 RLと右後輪 1 4 RRとの間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ を演算する。この際、車両の旋回状態は、上述の前輪側左右実差動回転数演算部 5 0 eと同様、横加速度 G_y により判定し、横加速度の絶対値 $|G_y|$ が予め設定しておいた所定値 A_{ys} 以下の場合には車両は略直進状態と判定し、横加速度 G_y が所定値 A_{ys} より大きい場合は車両は左旋回状態、横加速度 G_y が所定値 $-A_{ys}$ より小さい場合は車両は右旋回状態と判定する。尚、車両の旋回状態は、その他、ヨーレートや舵角等によっても判定可能であり、これらから判定するようにしても良い。

$$\text{右旋回時} \cdots \Delta \omega_{Rr} = \omega_{rr} - \omega_{rl} \quad \cdots (6)$$

$$\text{左旋回時} \cdots \Delta \omega_{Rr} = \omega_{rl} - \omega_{rr} \quad \cdots (7)$$

$$\text{略直進時} \cdots \Delta \omega_{Rr} = |\omega_{rr} - \omega_{rl}| \quad \cdots (8)$$

尚、左右両方の車輪がスリップしていない状態においては、旋回外輪の方が車輪速度が速くなるため（６）、（７）式で得られる実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ は負の値となる。こうして、演算された左後輪 1 4 RLと右後輪 1 4 RRとの間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 hに出力される。

【 0 0 4 0 】

以上の前後軸実差動回転数演算部 5 2 b、前輪側左右実差動回転数演算部 5 2 c、及び、後輪側左右実差動回転数演算部 5 2 dは、自動クラッチ制御手段における実差動回転数検出手段として設けられている。

【 0 0 4 1 】

制御開始差動回転数演算部 5 2 eは、横加速度センサ 3 2 から横加速度 G_y が、車速演算部 5 1 から車速 V がそれぞれ入力される。そして、前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ の実際の差動回転数の下限値となる制御開始差動回転数（前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ ）を、車速 V 、横加速度 G_y に応じ、予め設定しておいたマップを参照し、演算設定する。また、前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrr}$ の実際の差動回転数の下限値となる制御開始差動回転数（前後軸間制御開始差

動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$)を、横加速度 G_y に応じ、予め設定しておいたマップを参照し、演算設定する。更に、左前輪 14FLと右前輪 14FRとの間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ 、左後輪 14RLと右前輪 14RRとの間の実際の差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ のそれぞれの実際の差動回転数の下限値となる制御開始差動回転数(前輪側制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{Fts}$ 、後輪側制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{Rrs}$)として、予め設定しておいた一定値 C_{fts} 、 C_{Rrs} を設定する。

【0042】

上述の前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ の設定では、まず、図4に示すような、車速 V と前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ の基本値マップから、現在の車速 V を基に前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ の基本値 $\Delta \omega_{ctrfsb}$ を設定する。また、図5に示すような、横加速度 G_y に基づく前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ の補正係数マップから、現在の横加速度 G_y を基に前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ の補正係数 $k_{\omega gy}$ を求める。そして、これらを利用して、最終的な前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ ($=\Delta \omega_{ctrfsb} \cdot k_{\omega gy}$)を演算する。

【0043】

この際、図4のマップでは、車速 V が高速になるほど前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ が大きく設定されるようにしているが、これは、高速ほど閾値を緩和し、高速ほどクラッチの締結度合いを緩和して燃費の向上が図れるようにするためである。また、図5のマップでは、横加速度 G_y が大きくなるほど前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ が大きく設定されるようにしているが、これは、横加速度 G_y が大きくなるほど閾値を緩和し、横加速度 G_y が大きくなるほどクラッチの締結度合いを緩和し、車両の旋回性能が向上されるようにするためである。

【0044】

前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ の設定も、特に図示はしないが、上述の図5のような、横加速度 G_y が大きくなるほど前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ が大きく設定されるマップにより設定される。

【0045】

ここで、それぞれの制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta\omega_{ctrrs}$ 、 $\Delta\omega_{Fts}$ 、 $\Delta\omega_{Rrs}$ は、後述の如く、前後軸間、前輪左右輪間、後輪左右輪間の差動制限制御を実行するまでどの程度許容するかを定める閾値であり、実差動回転数 $\Delta\omega_{ctrf}$ 、 $\Delta\omega_{ctrr}$ 、 $\Delta\omega_{Ft}$ 、 $\Delta\omega_{Rr}$ が制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta\omega_{ctrrs}$ 、 $\Delta\omega_{Fts}$ 、 $\Delta\omega_{Rrs}$ よりも小さい場合は、トランスファクラッチ21に対する締結トルクを0とする。特に前後軸間においては、実際に制御する差動回転数が小さくなり過ぎて、トランスファクラッチ21が静止摩擦状態で連結し、トランスファクラッチ21の制御がスリップロック状態となり制御の収束が遅くなり、また、制御安定性が悪化することを防止するために設定される。また、前輪左右輪間や後輪左右輪間においては、制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{Fts}$ 、 $\Delta\omega_{Rrs}$ が、例えば0に設定されている場合は、旋回内輪の車輪速度が旋回外輪の車輪速度より大きくなった場合、直ぐにセンタデファレンシャルの差動制限制御が実行されることとなり、それ以外の場合では、フロントデフクラッチ27やリヤデフクラッチ23が通常に作動しているとし、センタデファレンシャルの差動制限制御が、このデファレンシャル制御と干渉しないような制御設定となる。

【0046】

尚、本実施の形態では、前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ を、車速 V 、横加速度 G_y に応じて設定するようになっているが、更に、センタデファレンシャル装置3に入力されるトルク（センタデフ入力トルク）をも考慮して設定するようにしても良く、また、ドライバの好みに合わせて選択的に可変できるように設定しても良い。更に、車両仕様によっては、これらのパラメータの何れか1つのみ、或いは、他の複数のパラメータの組み合わせ（例えば、横加速度 G_y とセンタデフ入力トルクの組み合わせ）に応じて設定されるようにしても良く、また、一定値としても良い。

【0047】

前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrrs}$ も同様に、本実施の形態では、横加速度 G_y に応じて設定するようになっているが、更に、車速 V 、センタデフ入力トルク、ドライバの好みに応じて設定されるものであっても良い。また、車両仕様によっては、横加速度 G_y 以外のパラメータの何れか1つのみ、或いは、他の複

数のパラメータの組み合わせ（例えば、横加速度 G_y とセンタデフ入力トルクの組み合わせ）に応じて設定されるようにしても良く、また、一定値としても良い。

【0048】

また、前輪側制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{Fts}$ 、後輪側制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{Rrs}$ は、本実施の形態では、一定値に設定されるようになっているが、前後軸間制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rs}$ の如く、他の車両挙動を示すパラメータの1つ、或いは、複数のパラメータに応じて設定するようにしても良い。

【0049】

こうして、演算設定された、各制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rs}$ 、 $\Delta \omega_{Fts}$ 、 $\Delta \omega_{Rrs}$ は、目標差動回転数設定部 52 f、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 52 g、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 52 h に出力される。

【0050】

目標差動回転数設定部 52 f は、制御開始差動回転数演算部 52 e から各制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rs}$ 、 $\Delta \omega_{Fts}$ 、 $\Delta \omega_{Rrs}$ が入力され、それぞれの制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rs}$ 、 $\Delta \omega_{Fts}$ 、 $\Delta \omega_{Rrs}$ を基に以下の (9)、(10)、(11)、(12) 式により、前後軸間目標差動回転数 $\Delta \omega_{ctrft}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rt}$ 、前輪側目標差動回転数 $\Delta \omega_{Ftt}$ 、後輪側目標差動回転数 $\Delta \omega_{Rrt}$ を演算する。

$$\Delta \omega_{ctrft} = \Delta \omega_{ctrfs} + C_{ctrft} \quad \cdots (9)$$

$$\Delta \omega_{ctr rt} = \Delta \omega_{ctr rs} + C_{ctr rt} \quad \cdots (10)$$

$$\Delta \omega_{Ftt} = \Delta \omega_{Fts} + C_{Ftt} \quad \cdots (11)$$

$$\Delta \omega_{Rrt} = \Delta \omega_{Rrs} + C_{Rrt} \quad \cdots (12)$$

ここで、 C_{ctrft} 、 $C_{ctr rt}$ 、 C_{Ftt} 、 C_{Rr} は、予め演算や実験等を基に設定しておいた定数である。こうして、設定された各目標差動回転数 $\Delta \omega_{ctrft}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rt}$ 、 $\Delta \omega_{Ftt}$ 、 $\Delta \omega_{Rrt}$ は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 52 g、及び、偏差比例制御クラッチトルク演算部 52 h に出力される。このように、制御開始差動回転数演算部 52 e と、目標差動回転数設定部 52 f は、自動ク

ラッチ制御手段における目標差動回転数設定手段として設けられている。

【0051】

スライディングモード制御クラッチトルク演算部 52g は、ブレーキスイッチディレイ処理部 52a からディレイ処理されたブレーキスイッチ信号、前後軸実差動回転数演算部 52b から前後軸間の実差動回転数 $\Delta\omega_{ctrf}$ 、 $\Delta\omega_{ctrr}$ 、前輪側左右実差動回転数演算部 52c から左前輪 14FL と右前輪 14FR との間の実際の差動回転数 $\Delta\omega_{Ft}$ 、後輪側左右実差動回転数演算部 52d から左後輪 14RL と右前輪 14RR との間の実際の差動回転数 $\Delta\omega_{Rr}$ 、制御開始差動回転数演算部 52e から各制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta\omega_{ctrrs}$ 、 $\Delta\omega_{Fts}$ 、 $\Delta\omega_{Rrs}$ 、目標差動回転数設定部 52f から各目標差動回転数 $\Delta\omega_{ctrft}$ 、 $\Delta\omega_{ctr rt}$ 、 $\Delta\omega_{Ftt}$ 、 $\Delta\omega_{Rrt}$ が入力される。そして、このスライディングモード制御クラッチトルク演算部 52g は、それぞれの回転数毎に目標差動回転数と実差動回転数との偏差を求め、少なくともこの偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応し、トランスファクラッチ 21 のクラッチトルクを演算する。

【0052】

すなわち、各回転数毎の目標差動回転数と実差動回転数との偏差は、以下のようにして演算できる。

$$\text{前後軸間の差動回転数偏差 } \epsilon_{ctrf} = \Delta\omega_{ctrf} - \Delta\omega_{ctrft} \quad \cdots (13)$$

$$\text{前後軸間の差動回転数偏差 } \epsilon_{ctrr} = \Delta\omega_{ctrr} - \Delta\omega_{ctr rt} \quad \cdots (14)$$

$$\text{前輪左右輪間の差動回転数偏差 } \epsilon_{Ft} = \Delta\omega_{Ft} - \Delta\omega_{Ftt} \quad \cdots (15)$$

$$\text{後輪左右輪間の差動回転数偏差 } \epsilon_{Rr} = \Delta\omega_{Rr} - \Delta\omega_{Rrt} \quad \cdots (16)$$

【0053】

そして、各回転数毎のスライディングモード制御によるトランスファクラッチ 21 に対するクラッチトルク $TSMC_{ctrf}$ 、 $TSMC_{ctrr}$ 、 $TSMC_{Ft}$ 、 $TSMC_{Rr}$ は、それぞれ、以下のような切り替え関数 (17) 式、(20) 式、(23) 式、(26) 式を用いて演算される。

【0054】

まず、前後軸間の差動回転数偏差 ϵ_{ctrf} を用いるスライディングモード制御に

よるクラッチトルク $T_{SMCctrf}$ の設定について説明する。

$$T_{SMCctrf} = \text{sat}(x_{ctrf}) \quad \cdots (17)$$

但し、 $x_{ctrf} > 0$ のとき、 $T_{SMCctrf} = \text{sat}(x_{ctrf}) = x_{ctrf}$

$x_{ctrf} \leq 0$ のとき、 $T_{SMCctrf} = \text{sat}(x_{ctrf}) = 0$

$$\begin{aligned} x_{ctrf} &= k_{wctrf} \cdot J_w \cdot (d \epsilon_{ctrf} / d t) \\ &+ T_{sg} \cdot (s_{ctrf} / (|s_{ctrf}| + \delta)) \quad \cdots (18) \end{aligned}$$

ここで、

$$s_{ctrf} = \epsilon_{ctrf} + k_i \cdot \int (\epsilon_{ctrf}) dt \quad \cdots (19)$$

(但し、積分範囲は 0 から t まで)

また、 k_{wctrf} は微分項ゲインであり、 $(d \epsilon_{ctrf} / d t) > 0$ の場合は k_{wu} 、 $(d \epsilon_{ctrf} / d t) \leq 0$ の場合は k_{wd} とする。更に、 J_w は慣性項、 T_{sg} は切替ゲイン、 δ はチャタリング防止用定数、 k_i は積分項ゲインである。

【0055】

そして、実差動回転数 $\Delta \omega_{ctrf}$ が制御開始差動回転数 $\Delta \omega_{ctrfs}$ を下回った場合には、実際に制御する差動回転数が小さくなり過ぎて、トランスファクラッチ 21 が静止摩擦状態で連結し、トランスファクラッチ 21 の制御がスリッパロック状態となり制御の収束が遅くなり、また、制御安定性が悪化することを防止するため、クラッチトルク $T_{SMCctrf}$ は 0 とし、更に、積分値もリセット ($\int (\epsilon_{ctrf}) dt = 0$; 但し、積分範囲は 0 から t まで) する。また、ブレーキスイッチの ON 信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク $T_{SMCctrf}$ は 0 とし、積分値もリセットする。

【0056】

次に、前後軸間の差動回転数偏差 ϵ_{ctr} を用いるスライディングモード制御によるクラッチトルク $T_{SMCctrr}$ の設定について説明する。

$$T_{SMCctrr} = \text{sat}(x_{ctrr}) \quad \cdots (20)$$

但し、 $x_{ctrr} > 0$ のとき、 $T_{SMCctrr} = \text{sat}(x_{ctrr}) = x_{ctrr}$

$x_{ctrr} \leq 0$ のとき、 $T_{SMCctrr} = \text{sat}(x_{ctrr}) = 0$

$$\begin{aligned} x_{ctrr} &= k_{wctrr} \cdot J_w \cdot (d \epsilon_{ctrr} / d t) \\ &+ T_{sg} \cdot (s_{ctrr} / (|s_{ctrr}| + \delta)) \quad \cdots (21) \end{aligned}$$

ここで、

$$s_{ctr} = \varepsilon_{ctr} + k_i \cdot \int (\varepsilon_{ctr}) dt \quad \dots (22)$$

(但し、積分範囲は 0 から t まで)

また、 k_{wctr} は微分項ゲインであり、 $(d\varepsilon_{ctr}/dt) > 0$ の場合は k_{wu} 、 $(d\varepsilon_{ctr}/dt) \leq 0$ の場合は k_{wd} とする。更に、 J_w は慣性項、 T_{sg} は切替ゲイン、 δ はチャタリング防止用定数、 k_i は積分項ゲインである。

【0057】

そして、実差動回転数 $\Delta\omega_{ctr}$ が制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrs}$ を下回った場合には、実際に制御する差動回転数が小さくなり過ぎて、トランスファクラッチ 21 が静止摩擦状態で連結し、トランスファクラッチ 21 の制御がスリッパロック状態となり制御の収束が遅くなり、また、制御安定性が悪化することを防止するため、クラッチトルク T_{SMCctr} は 0 とし、更に、積分値もリセット ($\int (\varepsilon_{ctr}) dt = 0$: 但し、積分範囲は 0 から t まで) する。また、ブレーキスイッチの ON 信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク T_{SMCctr} は 0 とし、積分値もリセットする。

【0058】

次に、前輪左右輪間の差動回転数偏差 ε_{Ft} を用いるスライディングモード制御によるクラッチトルク T_{SMCFt} の設定について説明する。

$$T_{SMCFt} = s_{at}(x_{Ft}) \quad \dots (23)$$

但し、 $x_{Ft} > 0$ のとき、 $T_{SMCFt} = s_{at}(x_{Ft}) = x_{Ft}$

$x_{Ft} \leq 0$ のとき、 $T_{SMCFt} = s_{at}(x_{Ft}) = 0$

$$\begin{aligned} x_{Ft} = & k_{wFt} \cdot J_w \cdot (d\varepsilon_{Ft}/dt) \\ & + T_{sg} \cdot (s_{Ft} / (|s_{Ft}| + \delta)) \quad \dots (24) \end{aligned}$$

ここで、

$$s_{Ft} = \varepsilon_{Ft} + k_i \cdot \int (\varepsilon_{Ft}) dt \quad \dots (25)$$

(但し、積分範囲は 0 から t まで)

また、 k_{wFt} は微分項ゲインであり、 $(d\varepsilon_{Ft}/dt) > 0$ の場合は k_{wu} 、 $(d\varepsilon_{Ft}/dt) \leq 0$ の場合は k_{wd} とする。更に、 J_w は慣性項、 T_{sg} は切替ゲイン、 δ はチャタリング防止用定数、 k_i は積分項ゲインである。

【0059】

そして、前輪側左右輪間の実差動回転数 $\Delta \omega Ft$ が制御開始差動回転数 $\Delta \omega Fts$ を下回った場合には、フロントデフクラッチ27の制御で十分対応可能な状態と判断し、トランスファクラッチ21の制御が不必要に干渉しないように、クラッチトルク $TSMCFt$ は0とし、更に、積分値もリセット ($\int (\epsilon Ft) dt = 0$:但し、積分範囲は0からtまで) する。また、ブレーキスイッチのON信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク $TSMCFt$ は0とし、積分値もリセットする。

【0060】

次に、後輪左右輪間の差動回転数偏差 ϵRr を用いるスライディングモード制御によるクラッチトルク $TSMCRr$ の設定について説明する。

$$TSMCRr = \text{sat} (xRr) \quad \dots (26)$$

但し、 $xRr > 0$ のとき、 $TSMCRr = \text{sat} (xRr) = xRr$

$xRr \leq 0$ のとき、 $TSMCRr = \text{sat} (xRr) = 0$

$$xRr = kwRr \cdot Jw \cdot (d\epsilon Rr / dt) + Tsg \cdot (sRr / (|sRr| + \delta)) \quad \dots (27)$$

ここで、

$$sRr = \epsilon Rr + ki \cdot \int (\epsilon Rr) dt \quad \dots (28)$$

(但し、積分範囲は0からtまで)

また、 $kwRr$ は微分項ゲインであり、 $(d\epsilon Rr / dt) > 0$ の場合は kwu 、 $(d\epsilon Rr / dt) \leq 0$ の場合は kwd とする。更に、 Jw は慣性項、 Tsg は切替ゲイン、 δ はチャタリング防止用定数、 ki は積分項ゲインである。

【0061】

そして、後輪側左右輪間の実差動回転数 $\Delta \omega Rr$ が制御開始差動回転数 $\Delta \omega Rrs$ を下回った場合には、リヤデフクラッチ23の制御で十分対応可能な状態と判断し、トランスファクラッチ21の制御が不必要に干渉しないように、クラッチトルク $TSMCRr$ は0とし、更に、積分値もリセット ($\int (\epsilon Rr) dt = 0$:但し、積分範囲は0からtまで) する。また、ブレーキスイッチのON信号が入力された場合も、このブレーキ状態との干渉を避けるため、同様に、クラッチトルク T

SMCRRは0とし、積分値もリセットする。

【0062】

このように、本実施の形態のスライディングモード制御においては、偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成している。すなわち、切り替え関数(18)式においては、偏差の積分項 s_{ctrf} を $(|s_{ctrf}| + \delta)$ で除して積分項に関する極性を求め、切り替え関数(21)式においては、偏差の積分項 s_{ctrr} を $(|s_{ctrr}| + \delta)$ で除して積分項に関する極性を求め、切り替え関数(24)式においては、偏差の積分項 s_{Ft} を $(|s_{Ft}| + \delta)$ で除して積分項に関する極性を求め、切り替え関数(27)式においては、偏差の積分項 s_{Rr} を $(|s_{Rr}| + \delta)$ で除して積分項に関する極性を求めている。尚、 δ は、0で除することを防止する値ともなっている。このため、例え、それぞれの積分項の値が小さい場合であっても、この値の小ささに関係なく、その値をスライディングモード制御に利用してクラッチトルクを設定することにより、高応答に対応することが可能で、高精度でレスポンスの良いトラクション性能を実現することができるようになっている。

【0063】

こうして、スライディングモード制御クラッチトルク演算部52gで演算された各クラッチトルク $T_{SMCctrf}$ 、 $T_{SMCctrr}$ 、 T_{SMCFt} 、 T_{SMCRR} は、フィードバック制御クラッチトルク演算出力部52iに出力される。

【0064】

偏差比例制御クラッチトルク演算部52hは、ブレーキスイッチディレイ処理部52aからディレイ処理されたブレーキスイッチ信号、前後軸実差動回転数演算部52bから前後軸間の実差動回転数 $\Delta\omega_{ctrf}$ 、 $\Delta\omega_{ctrr}$ 、前輪側左右実差動回転数演算部52cから左前輪14FLと右前輪14FRとの間の実際の差動回転数 $\Delta\omega_{Ft}$ 、後輪側左右実差動回転数演算部52dから左後輪14RLと右前輪14RRとの間の実際の差動回転数 $\Delta\omega_{Rr}$ 、制御開始差動回転数演算部52eから各制御開始差動回転数 $\Delta\omega_{ctrfs}$ 、 $\Delta\omega_{ctrrs}$ 、 $\Delta\omega_{Fts}$ 、 $\Delta\omega_{Rrs}$ 、目標差動回転数設定部52fから各目標差動回転数 $\Delta\omega_{ctrft}$ 、 $\Delta\omega_{ctrrt}$ 、 $\Delta\omega_{Ftt}$ 、 $\Delta\omega_{Rrt}$ が入力される。そして、この偏差比例制御クラッチトルク演算部52hは、それぞれの

回転数毎に目標差動回転数と実差動回転数との偏差を後述の如く求め、この偏差に応じて実差動回転数を目標差動回転数に収束させるクラッチトルクの比例成分（クラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} ）を演算する。

【0065】

すなわち、各回転数毎の目標差動回転数と実差動回転数との偏差は、以下のようにして演算できる。

$$\begin{aligned} \text{前後軸間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{pctrf} &= \Delta \omega_{ctrf} - \Delta \omega_{ctrft} \\ &\quad - (\Delta \omega_{ctrft} - \Delta \omega_{ctrfs}) \quad \cdots (29) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{前後軸間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{pctrr} &= \Delta \omega_{ctrr} - \Delta \omega_{ctrrt} \\ &\quad - (\Delta \omega_{ctrrt} - \Delta \omega_{ctrrs}) \quad \cdots (30) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{前輪左右輪間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{pFt} &= \Delta \omega_{Ft} - \Delta \omega_{Ftt} \\ &\quad - (\Delta \omega_{Ftt} - \Delta \omega_{Fts}) \quad \cdots (31) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{後輪左右輪間の差動回転数偏差 } \varepsilon_{pRr} &= \Delta \omega_{Rr} - \Delta \omega_{Rrt} \\ &\quad - (\Delta \omega_{Rrt} - \Delta \omega_{Rrs}) \quad \cdots (32) \end{aligned}$$

【0066】

そして、この偏差比例制御によるクラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} は、それぞれ以下のように算出される。

まず、前後軸間の差動回転数偏差 ε_{pctrf} を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク T_{pcctrf} は、

$$\varepsilon_{pctrf} > 0 \text{ の場合、 } T_{pcctrf} = k_{p1} \cdot \varepsilon_{pctrf} + k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctrf}$$

$$\varepsilon_{pctrf} \leq 0 \text{ の場合、 } T_{pcctrf} = k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctrf}$$

【0067】

次に、前後軸間の差動回転数偏差 ε_{pctrr} を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク T_{pcctrr} は、

$$\varepsilon_{pctrr} > 0 \text{ の場合、 } T_{pcctrr} = k_{p1} \cdot \varepsilon_{pctrr} + k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctrr}$$

$$\varepsilon_{pctrr} \leq 0 \text{ の場合、 } T_{pcctrr} = k_{p2} \cdot \Delta \omega_{ctrr}$$

【0068】

次に、前輪左右輪間の差動回転数偏差 ε_{pFt} を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク T_{pcFt} は、

$\epsilon_{pFt} > 0$ の場合、 $T_{pcFt} = k_{p1} \cdot \epsilon_{pFt} + \Delta \omega_{Ft}$

$\epsilon_{pFt} \leq 0$ の場合、 $T_{pcFt} = \Delta \omega_{Ft}$

【0 0 6 9】

次に、後輪左右輪間の差動回転数偏差 ϵ_{pRr} を用いた偏差比例制御によるクラッチトルク T_{pcRr} は、

$\epsilon_{pRr} > 0$ の場合、 $T_{pcRr} = k_{p1} \cdot \epsilon_{pRr} + \Delta \omega_{Rr}$

$\epsilon_{pRr} \leq 0$ の場合、 $T_{pcRr} = \Delta \omega_{Rr}$

ここで、 k_{p1} は第 1 の比例項ゲイン、 k_{p2} は第 2 の比例項ゲインである。

【0 0 7 0】

また、上述の偏差比例制御による各クラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} は、ブレーキスイッチの ON 信号が入力された場合、このブレーキ状態との干渉を避けるため、それぞれ 0 に設定される。

【0 0 7 1】

こうして、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 0 j で演算された各クラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} は、フィードバック制御クラッチトルク演算出力部 5 2 i に出力される。

【0 0 7 2】

フィードバック制御クラッチトルク演算出力部 5 2 i は、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g から各クラッチトルク $T_{SMCctrf}$ 、 $T_{SMCctrr}$ 、 T_{SMCFt} 、 T_{SMCRr} が、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h から各クラッチトルク T_{pcctrf} 、 T_{pcctrr} 、 T_{pcFt} 、 T_{pcRr} が入力される。

【0 0 7 3】

そして、以下のように、それぞれに対応した 4 つのクラッチトルク T_{ctrf} 、 T_{ctrr} 、 T_{Ft} 、 T_{Rr} を和算により求め、得られたトルクの最大値を最終的なトランスファクラッチ 2 1 に対するフィードバック制御によるクラッチトルク T_{lsdfb} として設定し、モード設定部 5 4 から演算値の出力実行命令が入力された際に、このクラッチトルク T_{lsdfb} をクラッチトルク演算部 5 5 に出力する。

すなわち、

$$T_{ctrf} = T_{SMCctrf} + T_{pcctrf}$$

$$T_{crr} = T_{SMCrr} + T_{pcrr}$$

$$T_{Ft} = T_{SMCFt} + T_{pcFt}$$

$$T_{Rr} = T_{SMCRr} + T_{pcRr}$$

$$T_{lsdfb} = \text{MAX} (T_{ctrf}, T_{crr}, T_{Ft}, T_{Rr}) \quad \cdots (33)$$

【 0 0 7 4 】

こうして、スライディングモード制御クラッチトルク演算部 5 2 g、偏差比例制御クラッチトルク演算部 5 2 h、フィードバック制御クラッチトルク演算出力部 5 2 i は、自動クラッチ制御手段におけるクラッチトルク演算出力手段として設けられている。

【 0 0 7 5 】

一方、図 2 において、4WD マニュアルモード制御演算部 5 3 は、特性変更ダイヤル 3 6 からダイヤル位置の信号が、モード設定部 5 4 から演算値の出力実行命令の信号が入力される。

【 0 0 7 6 】

すなわち、この 4WD マニュアルモード制御演算部 5 3 は、手動クラッチ制御手段として設けられるもので、モード設定部 5 4 から演算値の出力実行命令が入力された際に、ドライバが設定した特性変更ダイヤル 3 6 のダイヤル位置に対応するクラッチトルク T_{lsdh} をクラッチトルク演算部 5 5 に出力する。

【 0 0 7 7 】

モード設定部 5 4 は、制御選択手段として設けられており、イグニッションスイッチ 3 4 からイグニッションスイッチ 3 4 の ON-OFF 信号が、モード切換スイッチ 3 5 からドライバが選択した前後駆動力配分制御の信号（4WD オートモードか、或いは、4WD マニュアルモードの選択信号）が、車速演算部 5 1 から車速 V が入力される。

【 0 0 7 8 】

そして、このモード設定部 5 4 では、基本的には、モード切換スイッチ 3 5 からの信号に従って、4WD オートモード制御演算部 5 2 か、或いは、4WD マニュアルモード制御演算部 5 3 に対して演算値の出力実行命令を出力するが、以下の 2 つの場合には、4WD オートモード制御演算部 5 2 に対して演算値の出力実

行命令を出力する。尚、このモード設定部 54 で選択された前後駆動力配分制御は、モード表示ランプ 37 にて表示される。

【0079】

i) イグニッションスイッチ 34 が ON された初期状態では、例え、モード切換スイッチ 35 によって 4WD マニュアルモードが選択されている場合であっても、新たにモード切換スイッチ 35 によって 4WD マニュアルモードが選択されるまでは、4WD オートモード制御演算部 52 に対して演算値の出力実行命令を出力する。このため、例えドライバが 4WD マニュアルモードを選択したままイグニッションスイッチ 35 を OFF として降車した場合であっても、次回発進の際には必ず 4WD オートモードが選択されて最適なクラッチトルクが得られるので、ドライバによるトランスファクラッチ 21 のクラッチトルクの調整を考慮しつつ、運転状態等に応じた自然で最適な車両運動性能を実現することができる。

【0080】

ii) 車速 V が予め設定した閾値 VH (例えば、50 ~ 60 km/h) を超えた運転状態では、例え、モード切換スイッチ 35 によって 4WD マニュアルモードが選択されている場合であっても、4WD オートモード制御演算部 52 に対して演算値の出力実行命令を出力する。このため、車速 V が速くなり、ドライバが 4WD マニュアルモードで設定するトランスファクラッチ 21 のクラッチトルクでは最適なクラッチトルクの設定が困難と判断できる場合には、4WD オートモードが選択されて最適なクラッチ締結力が得られるので、ドライバによるトランスファクラッチ 21 のクラッチトルクの調整を考慮しつつ、運転状態等に応じた自然で最適な車両運動性能を実現することができる。

【0081】

クラッチトルク演算部 55 は、ブレーキスイッチ 33 から ON-OFF 信号が、ABS 制御装置 38 から ON-OFF 信号が、4WD オートモード制御演算部 52 からクラッチトルク Tlsdfb (モード設定部 54 から出力実行命令があった際) が、4WD マニュアルモード制御演算部 53 からクラッチトルク Tlsdh (モード設定部 54 から出力実行命令があった際) が、それぞれ入力される。

【0082】

そして、入力された4WDオートモード制御演算部52からクラッチトルクTlsdfb、或いは、4WDマニュアルモード制御演算部53からクラッチトルクTlsdhの信号をクラッチトルクTlsdの信号に変換し、センタデフクラッチ駆動部60に出力する。

【0083】

ここで、ABS制御装置38からON信号、すなわちABS作動中の信号がある場合は、ABS制御との干渉を防止するため、クラッチトルクTlsdは、予め設定しておいた一定値CABSとする。また、ブレーキスイッチ33からブレーキスイッチのON信号がある場合も、このブレーキ状態との干渉を防止するため、クラッチトルクTlsdは、予め設定しておいた一定値Cbrkとする。

【0084】

次に、上記構成のセンタデファレンシャル差動制限制御部50における前後駆動力配分制御を図6のフローチャートで説明する。このフローチャートは、イグニッションスイッチ34がONされると所定時間毎に実行されるフローチャートで、まず、S101で必要なパラメータを読み込み、S102でイグニッションスイッチ34が未だON状態か否か判定する。

【0085】

このS102の判定で、イグニッションスイッチ34がONの場合には再びS101に戻り、イグニッションスイッチ34がOFFの場合にはS103に進む。

【0086】

S103では、モード切換スイッチ35から信号が入力されたか否か判定し、何ら信号が入力されていない場合にはS104に進み、前後駆動力配分制御を4WDオートモードに設定し、モード表示ランプ37にて4WDオートモードであることを表示させる。

【0087】

そして、S105に進み、モード設定部54は、4WDオートモード制御演算部52に対して演算値の出力実行命令を出力し、4WDオートモード制御演算部52で演算したクラッチトルクTlsdfbをクラッチトルク演算部55に出力させ

、クラッチトルク演算部 55 は、入力されたクラッチトルク T_{lsdfb} を、ブレーキスイッチ 33 の ON-OFF 状態や、ABS 制御装置 38 の ON-OFF 状態に応じて出力する。

【0088】

一方、S103 で、モード切換スイッチ 35 から信号が入力された場合は、S106 に進み、ドライバがモード切換スイッチ 35 で選択した前後駆動力配分制御が 4WD マニュアルモードか否か判定する。この判定の結果、4WD マニュアルモードではない場合は、4WD オートモードであるため上述の S104 へと進み、4WD マニュアルモードの場合は、S107 に進む。

【0089】

S107 では、現在の車速 V が予め設定した閾値 V_H (例えば、50～60 km/h) を超えている ($V > V_H$) か判定し、 $V > V_H$ の場合は、ドライバが 4WD マニュアルモードで設定するトランスファクラッチ 21 のクラッチトルクでは最適なクラッチトルクの設定が困難と判断し、前後駆動力配分制御を 4WD オートモードに変更すべく上述の S104 へと進む。

【0090】

逆に、S107 で、現在の車速 V が予め設定した閾値 V_H 以下 ($V \leq V_H$) の場合は、そのまま S108 に進み、前後駆動力配分制御を 4WD マニュアルモードに設定し、モード表示ランプ 37 にて 4WD マニュアルモードであることを表示させる。この場合、例えば、4WD オートモードの場合にモード表示ランプ 37 を点灯させるものでは、モード表示ランプ 37 を消灯させる。

【0091】

そして、S109 に進んで、モード設定部 54 は、4WD マニュアルモード制御演算部 53 に対して特性変更ダイヤル 36 でドライバが設定したクラッチトルクの出力実行命令を出力し、4WD マニュアルモード制御演算部 53 にクラッチトルク T_{lsdh} をクラッチトルク演算部 55 に出力させ、クラッチトルク演算部 55 は、入力されたクラッチトルク T_{lsdh} を、ブレーキスイッチ 33 の ON-OFF 状態や、ABS 制御装置 38 の ON-OFF 状態に応じて出力する。

【0092】

以上のように本発明の実施の形態によれば、イグニッションスイッチ 34 が ON された初期状態では、新たにモード切換スイッチ 35 によって 4WD マニュアルモードが選択されるまでは 4WD オートモードとするようになっている。このため、例えばドライバが 4WD マニュアルモードを選択したままイグニッションスイッチ 35 を OFF として降車した場合であっても、次回発進の際には必ず 4WD オートモードが選択されて最適なクラッチトルクが得られる。これにより、ドライバが 4WD マニュアルモードにしたことを忘れて発進するような場合でも 4WD オートモードが選択されて 4WD オートモードによる最適なクラッチトルクが得られ、低 μ 路等において車両がスピン傾向となる等の思わぬ車両挙動となることが防止され、また、ドライバがマニュアル操作により、トランスファクラッチ 21 を締結した状態で長時間走行して駆動系に内部循環トルク等の無理な負荷がかかる、また、燃費が悪化する等の問題を確実に防止できる。また、本発明の実施の形態によれば、車速 V が予め設定した閾値 V_H を超えた運転状態の場合に強制的に 4WD オートモードとするようになっているので、車速 V が速くなり、ドライバが 4WD マニュアルモードで設定するトランスファクラッチ 21 のクラッチトルクでは最適なクラッチトルクの設定が困難と判断できる場合には、4WD オートモードが選択されて最適なクラッチトルクが得られる。このため、4WD マニュアルモードで不適切なクラッチトルクが設定されて、車両挙動が不安定になることが確実に防止でき、また、トランスファクラッチ 21 を締結した状態で長時間走行して駆動系に内部循環トルク等の無理な負荷がかかる、また、燃費が悪化する等の問題が確実に防止できる。

【0093】

尚、本発明の実施の形態では、i) イグニッションスイッチ 34 が ON された初期状態では、新たにモード切換スイッチ 35 によって 4WD マニュアルモードが選択されるまでの場合と、ii) 車速 V が予め設定した閾値 V_H を超えた運転状態の場合の両方の場合に強制的に 4WD オートモードとするようになっているが、車両の仕様によっては、i) イグニッションスイッチ 34 が ON された初期状態では、新たにモード切換スイッチ 35 によって 4WD マニュアルモードが選択されるまでの場合のみ、或いは、ii) 車速 V が予め設定した閾値 V_H を超え

た運転状態の場合のみ強制的に 4WD オートモードとする制御としても良い。

【0094】

また、本発明の実施の形態では、4WD オートモード制御演算部 52 は、前後軸間の目標差動回転数 $\Delta \omega_{ctrft}$ 、 $\Delta \omega_{ctr rt}$ 、前輪側の左右輪間の目標差動回転数 $\Delta \omega_{Ftt}$ 、後輪側の左右輪間の目標差動回転数 $\Delta \omega_{Rrt}$ を演算し、前後軸間の実差動回転数 $\Delta \omega_{ctr f}$ 、 $\Delta \omega_{ctr r}$ 、前輪側の左右輪間の実差動回転数 $\Delta \omega_{Ft}$ 、後輪側の左右輪間の実差動回転数 $\Delta \omega_{Rr}$ を演算する。そして、これらそれぞれの偏差 $\varepsilon_{ctr f}$ 、 $\varepsilon_{ctr r}$ 、 ε_{Ft} 、 ε_{Rr} を求め、少なくとも該偏差の積分項に関する極性を用いて切り替え関数を構成し、スライディングモード制御を適応し、これに更に偏差比例分を考慮して、クラッチトルク T_{lsdfb} を演算する構成としているが、他に、スロットル開度に応じて、予め実験等により設定しておいたマップを参照してトランスファクラッチ 21 に対するフィードフォワード制御によるクラッチトルクを求める構成のもの等であっても良い。

【0095】

更に、本発明の実施の形態では、センタデファレンシャル装置 3 は、リングギヤの無い複合プラネタリギヤ式のもので構成しているが、他の構成のもの（例えば、リングギヤを有する複合プラネタリギヤ式のもの）でも良いことは言うまでもない。また、センタデファレンシャル装置 3 が無く、トランスファクラッチ 21 のみの前後駆動力配分制御装置であっても適用できる。更に、トランスミッションの形式は、自動変速装置 2 以外のマニュアルトランスミッションでも良い。

【0096】

【発明の効果】

以上、説明したように本発明によれば、ドライバによる差動制限クラッチの締結力の調整を考慮しつつ、運転状態等に対応した自然で最適な車両運動性能を実現することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

車両の駆動系とセンタデファレンシャル差動制限制御部の概略説明図

【図 2】

センタデファレンシャル差動制限制御部の機能ブロック図

【図 3】

4WD オートモード制御演算部の機能ブロック図

【図 4】

車速と前後軸間制御開始差動回転数の基本値マップの一例を示す説明図

【図 5】

横加速度に基づく前後軸間制御開始差動回転数の補正係数マップの一例を示す説明図

【図 6】

前後駆動力配分制御プログラムのフローチャート

【符号の説明】

- 3 センタデファレンシャル装置
- 1 4 FL、1 4 FR 左右前輪
- 1 4 RL、1 4 RR 左右後輪
- 2 1 トランスファクラッチ（クラッチ手段）
- 3 1 FL、3 1 FR 前輪側左右車輪速センサ
- 3 1 RL、3 1 RR 後輪側左右車輪速センサ
- 3 4 イグニッションスイッチ
- 3 5 モード切換スイッチ
- 3 6 特性変更ダイヤル
- 5 0 センタデファレンシャル差動制限制御部
- 5 1 車速演算部
- 5 2 4WD オートモード制御演算部（自動クラッチ制御手段）
- 5 2 b 前後軸実差動回転数演算部（実差動回転数検出手段）
- 5 2 c 前輪側左右実差動回転数演算部（実差動回転数検出手段）
- 5 2 d 後輪側左右実差動回転数演算部（実差動回転数検出手段）
- 5 2 e 制御開始差動回転数演算部（目標差動回転数設定手段）
- 5 2 f 目標差動回転数設定部（目標差動回転数設定手段）
- 5 2 g スライディングモード制御クラッチトルク演算部（クラッチトルク演

算出力手段)

52h 偏差比例制御クラッチトルク演算部 (クラッチトルク演算出力手段)

52i フィードバック制御クラッチトルク演算出力部 (クラッチトルク演算出力手段)

53 4WD マニュアルモード制御演算部 (手動クラッチ制御手段)

54 モード設定部 (制御選択手段)

55 クラッチトルク演算部

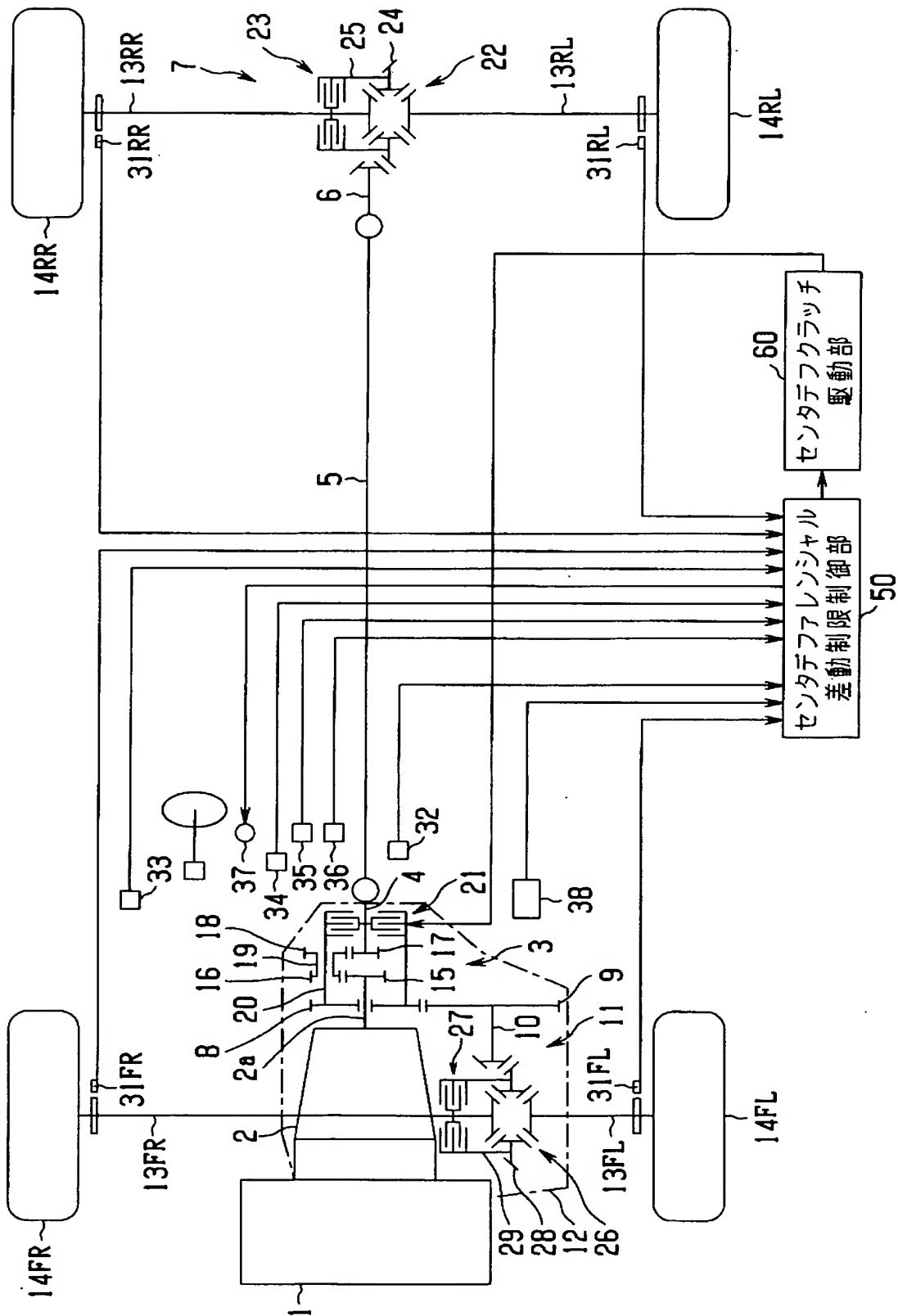
60 センタデフクラッチ駆動部

代理人 弁理士 伊 藤 進

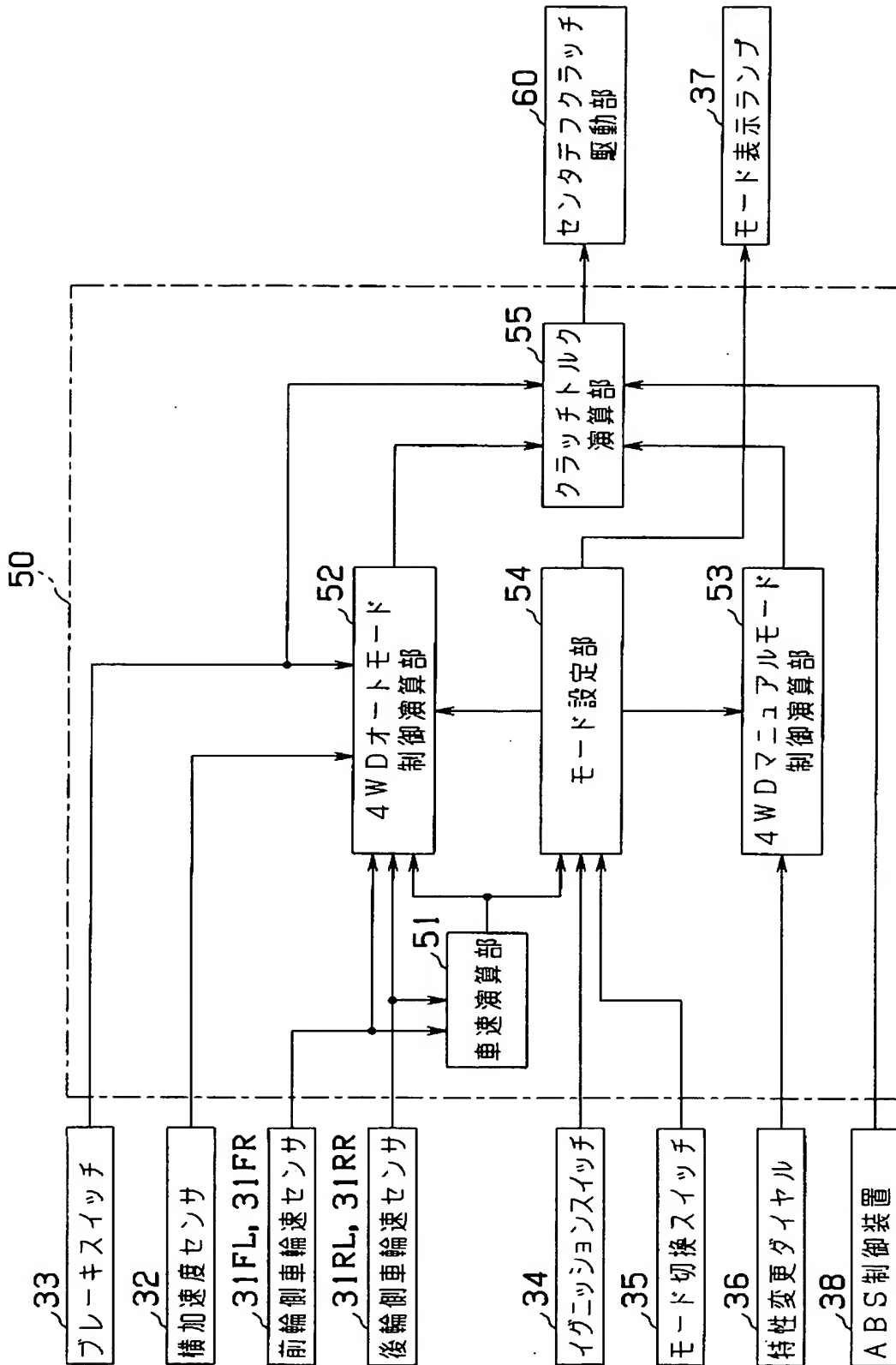
【書類名】

図面

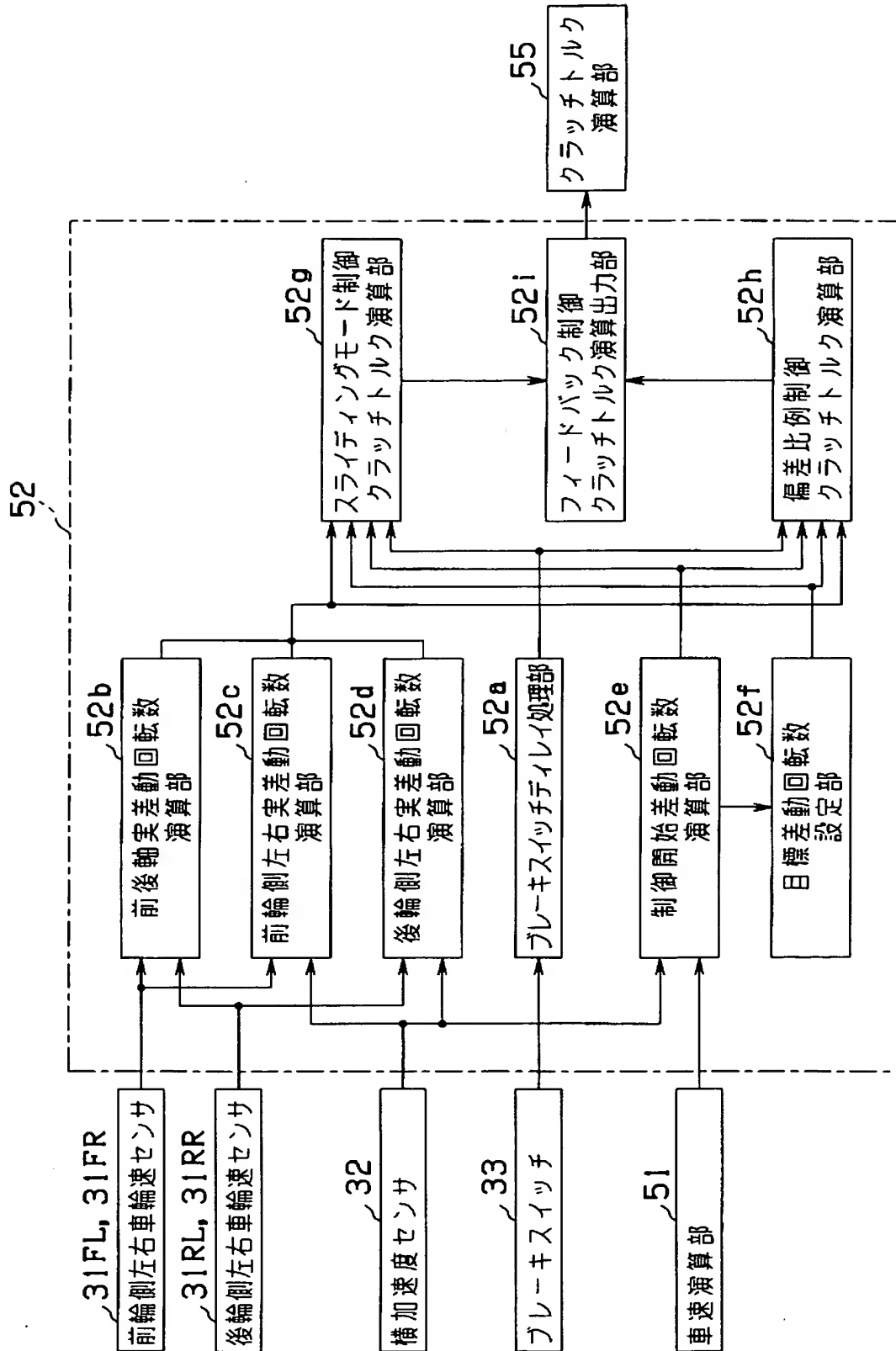
【図 1】



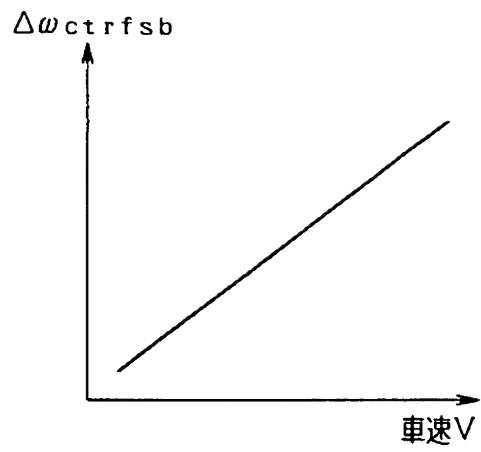
【図 2】



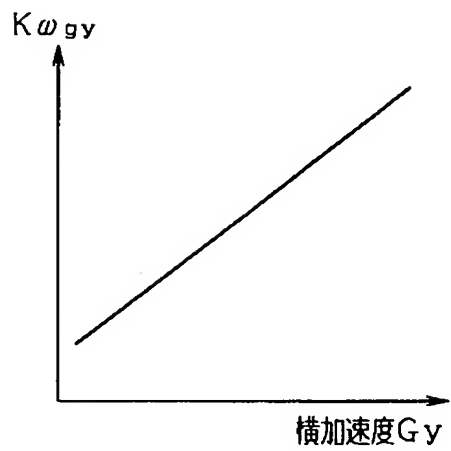
【図 3】



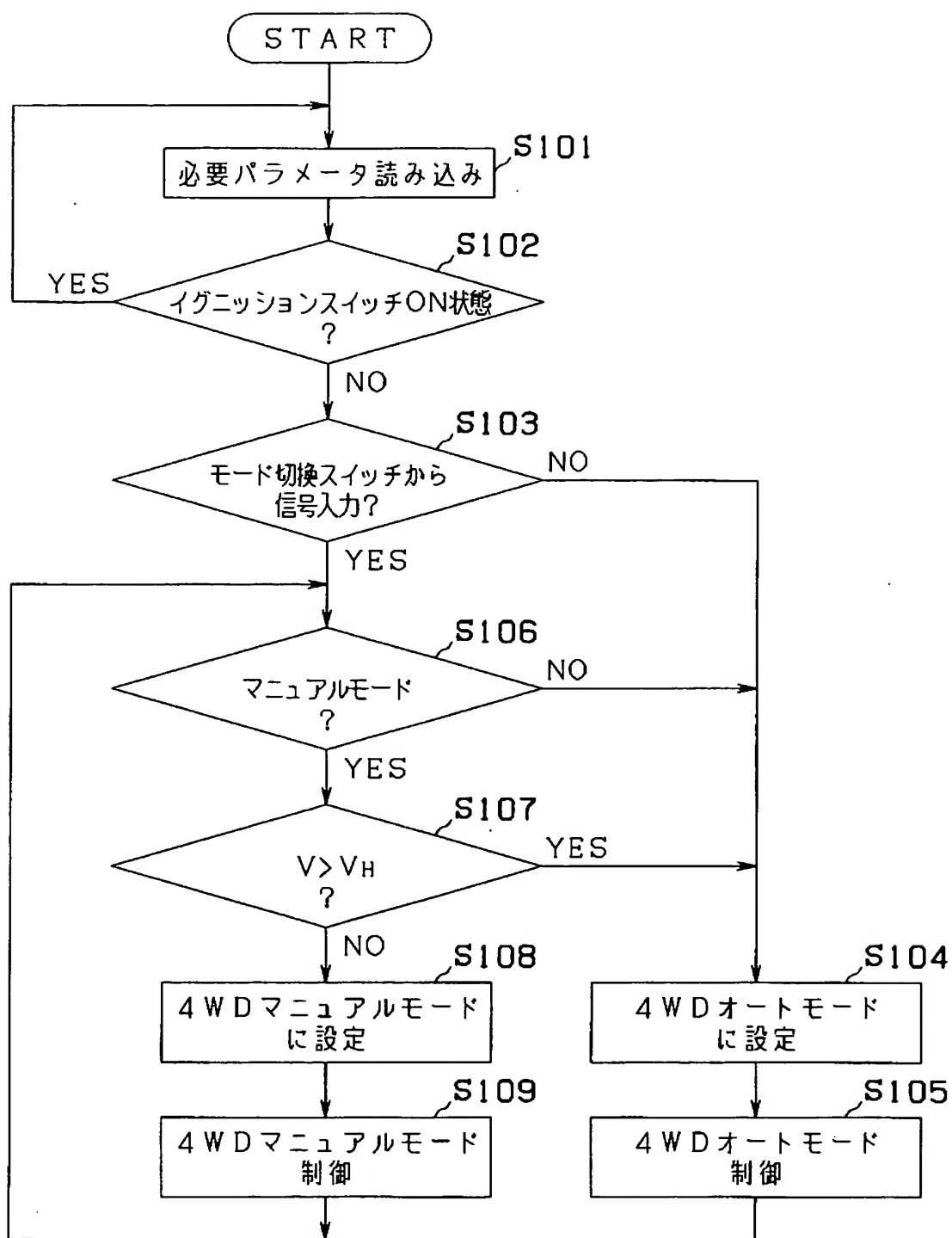
【図 4】



【図 5】



【図 6】



【書類名】 要 約 書**【要約】**

【課題】 ドライバによる差動制限クラッチの締結力の調整を考慮しつつ、運転状態等に対応した自然で最適な車両運動性能を実現する。

【解決手段】 センタデファレンシャル差動制限制御部 50 のモード設定部 54 は、基本的には、モード切換スイッチ 35 からの信号に従って、4WD オートモード制御演算部 52 か、或いは、4WD マニュアルモード制御演算部 53 に対して演算値の出力実行命令を出力するが、イグニッションスイッチ 34 が ON された初期状態では、新たにモード切換スイッチ 35 によって 4WD マニュアルモードが選択されるまでは、4WD オートモード制御演算部 52 に対して演算値の出力実行命令を出力する。また、車速 V が予め設定した閾値 V_H を超えた運転状態では、4WD オートモード制御演算部 52 に対して演算値の出力実行命令を出力する。

【選択図】 図 2

特願 2 0 0 2 - 3 1 1 5 6 8

出 願 人 履 歷 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 5 3 4 8]

1 . 変 更 年 月 日

1 9 9 0 年 8 月 9 日

[変 更 理 由]

新 規 登 録

住 所

東 京 都 新 宿 区 西 新 宿 一 丁 目 7 番 2 号

氏 名

富 士 重 工 業 株 式 会 社